

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

---

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problems Mailbox.**



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

②1 Aktenzeichen: 198 06 654.6  
②2 Anmeldetag: 18. 2. 98  
②3 Offenlegungstag: 19. 8. 99

*X reference*

DE 198 06 654 A 1

⑦1 Anmelder:  
Obrist Engineering GmbH, Lustenau, AT

⑦4 Vertreter:  
Oberthür, G., Dr., Rechtsanw., 78462 Konstanz

⑦2 Erfinder:  
Obrist, Frank, Dornbirn, AT

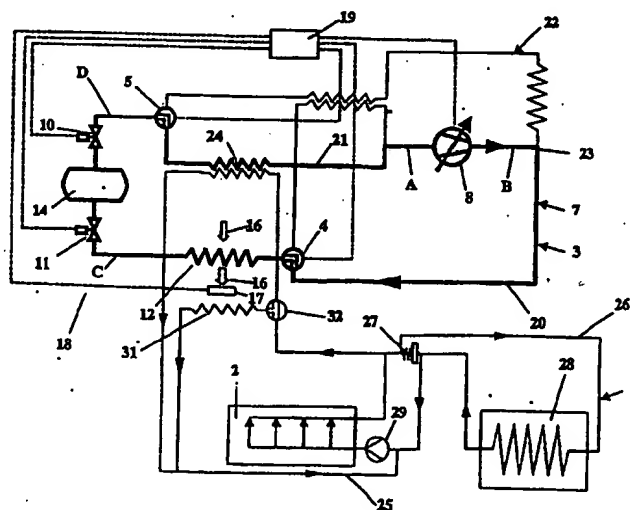
⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
zu ziehende Druckschriften:

DE 36 35 353 A1  
DE 36 24 170 A1  
EP 08 09 027 A2  
WO 90 07 683 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤4 Klimaanlage für Fahrzeuge

⑤7 Die Klimaanlage hat ein Kanalnetz (3), das durch Umschaltung von zwei Strömungsverteilern (4, 5) zwei einen gemeinsamen Kompressor (8) und gemeinsame Expansionsrichtungen (10, 11) aufweisende Betriebskreisläufe ermöglicht, von denen einer dem Kühlen und der andere (7) dem Heizen des Fahrgastraumes eines Kraftfahrzeuges dient. Der Heizkreislauf (7) ermöglicht eine sehr schnelle Erwärmung des Fahrgastraumes auch aus kaltem Zustand der Verbrennungskraftmaschine (2) des Kraftfahrzeuges, da der zirkulierende Wärmeträger im Kompressor (8) trägeheitslos auf eine maximale Heiztemperatur erwärmt wird. Als Wärmequelle für das Heizen eignet sich das für die Kühlung der Verbrennungskraftmaschine (2) vorgesehene Kanalnetz (1), wofür beide Kanalnetze (1, 3) über einen gemeinsamen Wärmetauscher (24) gekoppelt sind. Auch für die Verwendung eines gemeinsamen Klimatisierungswärmetauschers (12) für beide Betriebskreisläufe ist die sowohl ein Heizen als auch ein Kühlen ermöglichende Klimaanlage mit verringertem konstruktiven Aufwand ausführbar.



DE 198 06 654 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Klimaanlage zum Heizen und Kühlen des Fahrgastraumes eines durch eine Verbrennungskraftmaschine angetriebenen Fahrzeuges, mit einem ersten, eine Umwälzpumpe und mindestens einen Wärmetauscher aufweisenden Kanalnetz für die Zirkulation eines Wärmeträgers zur Ableitung von Wärme aus der Verbrennungskraftmaschine sowie zur Heizung des Fahrgastraumes und mit einem zweiten, einen regelbaren Kompressor, mehrere Wärmetauscher und mindestens eine Expansionseinrichtung aufweisenden, eine Kreislaufströmung ermöglichenden Kanalnetz für die Zirkulation eines anderen Wärmeträgers, wobei einer der Wärmetauscher des zweiten Kanalnetzes ein Klimatisierungswärmetauscher ist, indem dieser in einem zu dem Fahrgastraum führenden Belüftungskanal angeordnet ist.

Bei Klimaanlage der genannten Art bildet das zweite Kanalnetz in der Regel eine Zusatzausrüstung zu der in jedem Kraftfahrzeug vorhandenen, durch Kühlwasser der Verbrennungskraftmaschine betriebenen Anlage zur Heizung des Fahrgastraumes, so daß der für die Kühlung vorgesehene Klimatisierungswärmetauscher mit entsprechendem Raumbedarf zusätzlich zu dem grundsätzlich vorhandenen, für die Heizung vorgesehenen Klimatisierungswärmetauscher in dem zum Fahrgastraum führenden Belüftungskanal angeordnet ist und für beide Kanalnetze jeweils eine Regelungsvorrichtung vorgesehen ist. Die Anordnung der Klimatisierungswärmetauscher in Strömungsrichtung der Belüftung hintereinander führt zu entsprechend großem Raumbedarf, folglich zu erhöhtem konstruktiven Aufwand und außerdem zu erhöhtem Strömungswiderstand des Belüftungsstromes.

Die durch das erste Kanalnetz der bekannten Klimaanlage erfolgende Klimatisierung durch Heizen hat den schwerwiegenden Nachteil, daß bei Kaltstart der Verbrennungskraftmaschine deren Wärme erst nach ausreichender Erwärmung des Motorkühlwassers und somit zu spät zur Verfügung steht, um vereiste Scheiben des Fahrgastraumes vor Start des Fahrzeuges abzutauen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Klimaanlage zum Heizen und Kühlen zu finden, die beim Heizen sofort nach dem Start der Verbrennungskraftmaschine aus kaltem Zustand eine hohe Wärmeleistung zur Verfügung stellt. Dabei soll sie mit verhältnismäßig geringem Raumbedarf und verringertem konstruktiven und regeltechnischem Aufwand verbunden sein.

Die Lösung dieser Aufgabe erfolgt erfindungsgemäß dadurch, in dem zweiten Kanalnetz mindestens ein durch eine Regeleinrichtung umschaltbarer Strömungsverteiler angeordnet ist, durch dessen Umschaltung jeweils der Strömungsweg für einen von zwei Betriebskreisläufen des Kanalnetzes zur wahlweisen Beheizung oder Kühlung des Fahrgastraumes gebildet wird, in welchem der Klimatisierungswärmetauscher und die mindestens eine Expansionseinrichtung angeordnet sind, wobei in Strömungsrichtung an den Kompressor anschließend eine Verzweigung für beide alternative Betriebskreisläufe vorgesehen ist, derart, daß in einem ersten der Betriebskreisläufe der Klimatisierungswärmetauscher in Strömungsrichtung hinter dem Kompressor folgt und in einem zweiten Betriebskreislauf der Klimatisierungswärmetauscher in Strömungsrichtung hinter einem Abwärmetauscher zur Abführung von Wärme an die Umgebung außerhalb des Fahrzeuges und hinter der mindestens einen Expansionseinrichtung angeordnet ist, wobei in dem ersten Betriebskreislauf in Strömungsrichtung hinter der mindestens einen Expansionseinrichtung ein Wärmetauscher vorgesehen ist, in dem der andere Wärmeträger in Wärmeaustausch mit einer Wärmequelle steht.

Vorzugsweise dient die Verbrennungskraftmaschine bzw. deren Kühlsystem jeweils als Wärmequelle, indem beide Kanalnetze durch einen beiden gemeinsamen Wärmetauscher miteinander gekoppelt sind.

Zum besseren Verständnis der Erfindung wird diese im folgenden anhand der Zeichnungen erläutert. Es zeigt

Fig. 1 eine schematische Darstellung der Klimaanlage mit ihren beiden Kanalnetzen, wobei zum Kühlen der zweite Betriebskreislauf des zweiten Kanalnetzes eingeschaltet ist,

Fig. 2 eine Darstellung der Klimaanlage nach Fig. 1, wobei zum Heizen der erste Betriebskreislauf des zweiten Kanalnetzes eingeschaltet ist,

Fig. 3 ein Druck-Enthalpiediagramm für CO<sub>2</sub> als Wärmeträger, mit einer Darstellung des ersten Betriebskreislaufes beim Heizen sowie mit einer Strichliniendarstellung des ersten Betriebskreislaufes bei Leerlaufregelung des Kompressors.

Die Darstellungen der Klimaanlage in den Fig. 1 und 2 nach Art eines Fließdiagrammes zeigen in ihrem unteren Teil das erste Kanalnetz 1, das im wesentlichen dem üblichen Kühlsystem einer Verbrennungskraftmaschine 2 entspricht. Im oberen Teil der Darstellung ist das zweite Kanalnetz 3 zu sehen, das für die Zirkulation von phasenweise flüssigem und phasenweise gasförmigem Kohlendioxyd (CO<sub>2</sub>) vorgesehen ist.

Das zweite Kanalnetz 3 läßt sich durch die gemeinsame Umschaltung von z. B. zwei als Dreiwegeventile ausgeführten Strömungsverteilern 4 und 5 wahlweise mit einem ersten oder zweiten Betriebskreislauf 6 und 7 betreiben, die in den Fig. 1 und 2 durch die dickeren Linien gekennzeichnet sind.

Der zweite Betriebskreislauf 6 ist auf an sich bekannte Weise (WO 90/07683) als Kühlkreislauf ausgeführt, indem in Strömungsrichtung hintereinander ein Kompressor 8, ein Wärmetauscher 9, mindestens eine z. B. als Expansionsventil ausgeführte Expansionseinrichtung 10, 11 und ein Klimatisierungswärmetauscher 12 angeordnet sind. Vorzugsweise ist in dem Kreislauf 6 zusätzlich ein Zwischenwärmetauscher 13 vorgesehen, der zur Wärmeableitung aus dem im Kompressor 8 erhitzten CO<sub>2</sub>-Wärmeträger beiträgt und somit die Wirkung des Wärmetauschers 9 unterstützt. Weiterhin erfolgt die Expansion des Wärmeträgers beispielsweise zweistufig in zwei Expansionseinrichtungen 10, 11, zwischen denen ein Flüssigkeitssammler 14 angeordnet ist. Die Regelung des Füllungsgrades dieses unter mittlerem Druck stehenden Sammlers 14 kann zur Pufferung und Regelung der Leistung dieses Betriebskreislaufes 6 dienen. Als Kompressor (8) eignet sich ein Taumelscheibenkompressor mit regelbarer Hubbewegung seiner Kolben, wie durch die Patentliteratur (z. B. EP 0 809 027, Audi AG, et al) bekannt ist.

Die Kälteleistung des zweiten Betriebskreislaufes 6 wird am Klimatisierungswärmetauscher 12 zur Verfügung gestellt, der in Wärmeaustausch mit Luft steht, die durch ein nichtdargestelltes Gebläse in Richtung der Pfeile 16 und damit zu dem Fahrgastraum des Kraftfahrzeuges gefördert wird. Ein z. B. in diesem Luftstrom angeordnet er Temperaturfühler 17 ist über eine durch die Strichlinie 18 angedeutete Signalleitung mit einer Regelvorrichtung 19 verbunden, die aufgrund des zusätzlichen Signales einer elektronischen Sollwertregelung u. a. die Leistung des Kompressors 8 regelt. Die Vorgabe für die Sollwertregelung erfolgt durch den Benutzer des Kraftfahrzeuges.

Aufgrund der Erfindung ermöglicht diese Temperaturregelung nicht nur eine Regelung der Kälteleistung, sondern auch eine Regelung der Heizleistung der Klimaanlage, so daß ein stufenloser Übergang zwischen Kühlen und Heizen möglich ist.

Vorzugsweise hat der Kompressor 8 eine feste, d. h. kupp-

lungslose Antriebsverbindung mit der Verbrennungskraftmaschine 2, wofür seine Leistung durch Veränderung der Hubweite seiner Kolbenbewegungen bis auf Null regelbar ist. Falls bei Betrieb des zweiten Betriebskreislaufes 6 über seine Nulleistung hinaus durch die Regelvorrichtung 19 eine Heizleistung gefordert wird, so bewirkt diese eine Umschaltung der beiden Strömungsverteiler 4, 5 aus der in Fig. 1 gezeigten Durchlaßposition in die in Fig. 2 gezeigte Durchlaßposition und folglich eine Umschaltung von dem zweiten Betriebskreislauf 6 auf den in Fig. 2 durch dickere Linien gezeigten ersten Betriebskreislauf 7.

Bei Umschaltung auf den ersten Betriebskreislauf 7 werden zwei zuvor unbenutzte Teile 20 und 21 des Kanalnetzes 3 zugeschaltet und statt dessen ein Teil 22 des Kanalnetzes 3 abgeschaltet. Der Netzteil 20 beginnt an der Verzweigungsstelle 23 und endet an dem Strömungsverteiler 4. Der zugehörige zweite Netzteil 21 beginnt an dem Strömungsverteiler 5 und endet vor dem Kompressor 8. Der abgeschaltete Netzteil 22 beginnt an der Verzweigungsstelle 23 und endet an dem Strömungsverteiler 5.

Die Umschaltung der Strömungsverteiler 4, 5 hat eine Umkehr der Strömungsrichtung durch die Expansionseinrichtungen 10, 11 und durch den Klimatisierungswärmetauscher 12 zur Folge, die einer Umschaltung auf einen Wärmepumpenkreislauf entspricht. Somit beheizt der den Kompressor 8 verlassende, erhitzte Wärmeträger den Klimatisierungswärmetauscher 12 und folglich denselben Wärmetauscher 12, der zuvor die Kälteleistung für die Kühlung des Fahrgastraumes abgegeben hat.

Da die Wärmeerzeugung durch Kompression des Wärmeträgers im Kompressor 8 nahezu trägheitslos erfolgt, steht bei Umschaltung zwischen beiden Betriebskreisläufen die Kühl- oder Heizleistung am Klimatisierungswärmetauscher sofort bzw. innerhalb weniger Sekunden zur Verfügung.

Die für den Wärmepumpenbetrieb, d. h. den ersten Betriebskreislauf 7 erforderliche Wärmezufuhr erfolgt über einen für diesen Betrieb mit dem Netzteil 21 zugeschalteten Wärmetauscher 24, der in Wärmetausch mit einer Wärmequelle steht, die in bevorzugter Ausführungsform der Erfindung durch die Verbrennungskraftmaschine 2 direkt oder deren Kühlkreislauf gebildet ist.

Das erste Kanalnetz 1 hat auf an sich bekannte Weise zwei Netzteile 25, 26, die durch ein Thermostatventil 27 miteinander verbunden sind. In der Aufwärmphase der Verbrennungskraftmaschine ist der den Kühler 28 aufweisende Netzteil 26 durch das Thermostatventil 27 abgesperrt, so daß die in dem Netzteil 25 vorgesehene Pumpe 29 das Kühlmedium nur durch den somit kurzgeschlossenen Netzteil 25 fördert. In diesem ist der Wärmetauscher 24 des zweiten Kanalnetzes 3 vorgesehen, um für dessen ersten Betriebskreislauf 7 die Wärmequelle zu bilden. Für die räumliche Position des Wärmetauschers 24 innerhalb des Netzteilens sind in Abhängigkeit von der jeweiligen Gestaltung des Motorraumes des Kraftfahrzeuges und der Gestaltung der Verbrennungskraftmaschine zahlreiche konstruktive Ausführungsformen möglich, einschließlich einer direkten Einbeziehung in die Konstruktion der Verbrennungskraftmaschine.

Für den Einsatz des ersten Betriebskreislaufes bzw. des Wärmepumpenbetriebs auch in Aufwärmphasen der Verbrennungskraftmaschine, wenn diese stark abgekühlt ist und z. B. ein Temperaturniveau von nur  $-20^{\circ}\text{C}$  ( $-4^{\circ}\text{F}$ ) hat, empfiehlt sich die Verwendung von  $\text{CO}_2$  als Wärmeträger bzw. eines Wärmeträgers oder Wärmeträgergemischs mit vergleichbaren physikalischen Eigenschaften, so daß durch Kompression und Expansion hierfür ausreichend große Temperaturdifferenzen erzielbar sind.

Ein Beispiel für Verfahrensbedingungen im ersten Betriebskreislauf 7 beim Aufheizen bei kalter Verbrennungs-

kraftmaschine von  $-20^{\circ}\text{C}$  ( $-4^{\circ}\text{F}$ ) ist in dem Druck-Enthalpie-Diagramm der Fig. 3 durch das Diagramm I dargestellt. Dabei sind die verschiedenen Positionen im Kanalnetz 3 und die zugehörigen Verfahrenszustände im Druck-Enthalpie-Diagramm auf gleiche Weise durch A bis D bezeichnet. Entsprechend ist beispielsweise der Druck- und Temperaturzustand an der Position A in Strömungsrichtung vor dem Kompressor 8 im Druck-Enthalpie-Diagramm ebenfalls mit A bezeichnet. A' bezeichnet in Fig. 3 die Schnittstelle der Linie von D nach A mit der Kurve der Zustandsänderung von flüssig zu dampfförmig und ist somit charakteristisch für die Verdampfungstemperatur bei dem diesem Beispiel entsprechenden Druck des Kühlmediums  $\text{CO}_2$ .

Beispiel beim Heizen bei kalter Verbrennungskraftmaschine nach Diagramm I der Fig. 3:

Umgebungstemperatur:  $-20^{\circ}\text{C}$  ( $253^{\circ}\text{K}$ ,  $-4^{\circ}\text{F}$ ),

A: 14 bar,  $-25^{\circ}\text{C}$  ( $248^{\circ}\text{K}$ ,  $-13^{\circ}\text{F}$ ),

B: 110 bar,  $+150^{\circ}\text{C}$  ( $423^{\circ}\text{K}$ ,  $+302^{\circ}\text{F}$ ),

20 C: 110 bar,  $+30^{\circ}\text{C}$  ( $303^{\circ}\text{K}$ ,  $+86^{\circ}\text{F}$ ),

D: 14 bar,  $-30^{\circ}\text{C}$  ( $243^{\circ}\text{K}$ ,  $-4^{\circ}\text{F}$ ).

Da somit der  $\text{CO}_2$ -Wärmeträger nach Verlassen des Wärmetauschers, d. h. bei A, eine Temperatur von  $-25^{\circ}\text{C}$  hat, kann er bereits bei einer Temperatur des Kühlmediums der Verbrennungskraftmaschine von  $-20^{\circ}\text{C}$  aus diesem Wärme aufnehmen. Diese steht nach Kompression des  $\text{CO}_2$ -Wärmeträgers im Kompressor 8 im Klimatisierungswärmetauscher 12 bei einer Temperatur von  $150^{\circ}\text{C}$  sofort bzw. wenige Sekunden nach Start der kalten Verbrennungskraftmaschine 2 zur Verfügung. Da die Verbrennungskraftmaschine 2 den Kompressor 8 antreibt, nimmt diese aufgrund ihrer elektronischen Regelung auch im Leerlauf entsprechend mehr Energie auf, so daß in ihrem Kühlmedium mehr Wärme zur Verfügung gestellt wird, um im Wärmetauscher 24 an den  $\text{CO}_2$ -Wärmeträger übertragen zu werden. So ergibt sich beispielsweise beim Antrieb des Kompressors mit 3 kW eine Wärmeabgabe von der Verbrennungskraftmaschine 2 an ihr Kühlmedium von ca. 4 kW und am Klimatisierungswärmetauscher 12 eine Heizleistung von 7 kW.

Bei zunehmender Erwärmung des Kühlmediums der Verbrennungskraftmaschine und nachlassendem Wärmebedarf zur Beheizung des Fahrgastraumes kann die Leistung des Kompressors 8 zunehmend bis nahezu auf Null zurückgeregelt werden, so daß er nur noch die Aufgabe hat, den Druckverlust zu kompensieren, der beim Zirkulieren des Wärmeträgers im Betriebskreislauf 7 entsteht. Durch dieses Zirkulieren, ohne Kompression und Expansion, wird die vom Kühlmedium der Verbrennungskraftmaschine 2 im Wärmetauscher 24 an den  $\text{CO}_2$ -Wärmeträger übertragene Wärme zum Klimatisierungswärmetauscher 12 gefördert. Der Druckverlust für dieses kompressionslose Zirkulieren beträgt z. B. 6 bar, und es ergibt sich ein Zustandsverlauf von A bis C entsprechen dem Diagramm II der Fig. 3. Der Zustand nach Position C ist aufgrund fehlender Expansion an den Ventilen 10, 11 identisch mit demjenigen an der Position D des Kanalnetzes 3. Bei solcher Zirkulation ergeben sich entsprechend Diagramm II folgende Zustandswerte:

60 A: 62 bar,  $+80^{\circ}\text{C}$  ( $353^{\circ}\text{K}$ ,  $176^{\circ}\text{F}$ ),

B: 68 bar,  $+89^{\circ}\text{C}$  ( $362^{\circ}\text{K}$ ,  $192^{\circ}\text{F}$ ),

C/D: 65 bar,  $+30^{\circ}\text{C}$  ( $303^{\circ}\text{K}$ ,  $86^{\circ}\text{F}$ ).

Falls die Klimaanlage auch eine Regelung der Luftfeuchtigkeit im Fahrgastraum ermöglichen soll, so kann dies auf an sich bekannte Weise durch Kühlen und Auskondensieren von Wasser aus dem Belüftungsstrom 17 erfolgen, jedoch ist in diesem Fall zur anschließenden Erwärmung auf die ge-

wünschte Temperatur ein zusätzlicher Heizwärmetauscher 31 erforderlich, der die Wärme vom Wärmeträger des Kühlsystems der Verbrennungskraftmaschine 2, d. h. vom ersten Kanalnetz 1 erhält. Dieser läßt sich durch einen geregelten Strömungsverteiler 32 zuschalten.

#### Patentansprüche

1. Klimaanlage zum Heizen und Kühlen des Fahrgastraumes eines durch eine Verbrennungskraftmaschine (2) angetriebenen Fahrzeuges, mit einem ersten, eine Umwälzpumpe (28) und mindestens einen Wärmetauscher aufweisenden Kanalnetz (1) für die Zirkulation eines Wärmeträgers zur Ableitung von Wärme aus der Verbrennungskraftmaschine (2) sowie zur Heizung des Fahrgastraumes und mit einem zweiten, einen regelbaren Kompressor (8), mehrere Wärmetauscher (9, 12) und mindestens eine Expansionsvorrichtung (10, 11) aufweisenden, eine Kreislaufströmung ermöglichenden Kanalnetz (3) für die Zirkulation eines anderen Wärmeträgers, wobei einer der Wärmetauscher des zweiten Kanalnetzes (3) ein Klimatisierungswärmetauscher (12) ist, indem dieser in einem zu dem Fahrgastraum führenden Belüftungskanal (16) angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß in dem zweiten Kanalnetz (3) mindestens ein durch eine Regeleinrichtung (19) umschaltbarer Strömungsverteiler (4, 5) angeordnet ist, durch dessen Umschaltung jeweils der Strömungsweg für einen von zwei Betriebskreisläufen (6, 7) des Kanalnetzes (3) zur wahlweisen Beheizung oder Kühlung des Fahrgastraumes gebildet wird, in welchem der Klimatisierungswärmetauscher (12) und die mindestens eine Expansionsvorrichtung (10, 11) angeordnet sind, wobei in Strömungsrichtung an den Kompressor (8) anschließend eine Verzweigung (23) für beide alternative Betriebskreisläufe (6, 7) vorgesehen ist, derart, daß in einem ersten der Betriebskreisläufe (7) der Klimatisierungswärmetauscher (12) in Strömungsrichtung hinter dem Kompressor (8) folgt und in einem zweiten Betriebskreislauf (6) der Klimatisierungswärmetauscher (12) in Strömungsrichtung hinter einem Abwärmetauscher (9) zur Abführung von Wärme an die Umgebung außerhalb des Fahrzeuges und hinter der mindestens eine Expansionsvorrichtung (10, 11) angeordnet ist, wobei in dem ersten Betriebskreislauf (7) in Strömungsrichtung hinter der mindestens einen Expansionsvorrichtung (10, 11) ein Wärmetauscher (24) vorgesehen ist, in dem der andere Wärmeträger in Wärmeaustausch mit einer Wärmequelle (1, 2) steht.
2. Klimaanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß beide Kanalnetze (1, 3) durch einen gemeinsamen Wärmetauscher (24) miteinander gekoppelt sind, so daß die Verbrennungskraftmaschine (2) die Wärmequelle für den Wärmeaustausch des ersten Betriebskreislaufts (7) des zweiten Kanalnetzes (3) bildet.
3. Klimaanlage nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß ein gegenüber dem Kühler (28) der Verbrennungskraftmaschine (2) kurzgeschlossener Kühlwasserkreislauf (25) des ersten Kanalnetzes (1) durch einen Wärmetauscher (24) geführt ist, der in Wärmeaustausch mit dem zirkulierenden, anderen Wärmeträger des zweiten Kanalnetzes (3) steht.
4. Klimaanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß für die Regelung der Temperatur in dem mit dem Klimatisierungswärmetauscher (12) in Wärmeaustausch stehenden Belüftungsstrom

(16) ein Temperaturfühler (17) vorgesehen ist, der über eine Signalleitung (18) mit einer Regeleinrichtung (19) verbunden ist, die den Massestrom des Kompressors (8) sowie die Umschaltung der Strömungsverteiler (4, 5) regelt.

5. Klimaanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Wärmeträger des zweiten Kanalnetzes (3) aus CO<sub>2</sub> besteht oder einen Anteil von CO<sub>2</sub> aufweist.

6. Klimaanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß für die Regelung der Luftfeuchtigkeit im Fahrgastraum in Strömungsrichtung des Belüftungsstromes (17) hinter dem Klimatisierungswärmetauscher (12) ein Heizwärmetauscher (31) angeordnet ist, der vom Wärmeträger des ersten Kanalnetzes (1) zur Kühlung der Verbrennungskraftmaschine (2) durchströmt ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

Summer cooling?

endener?

Fig. 1

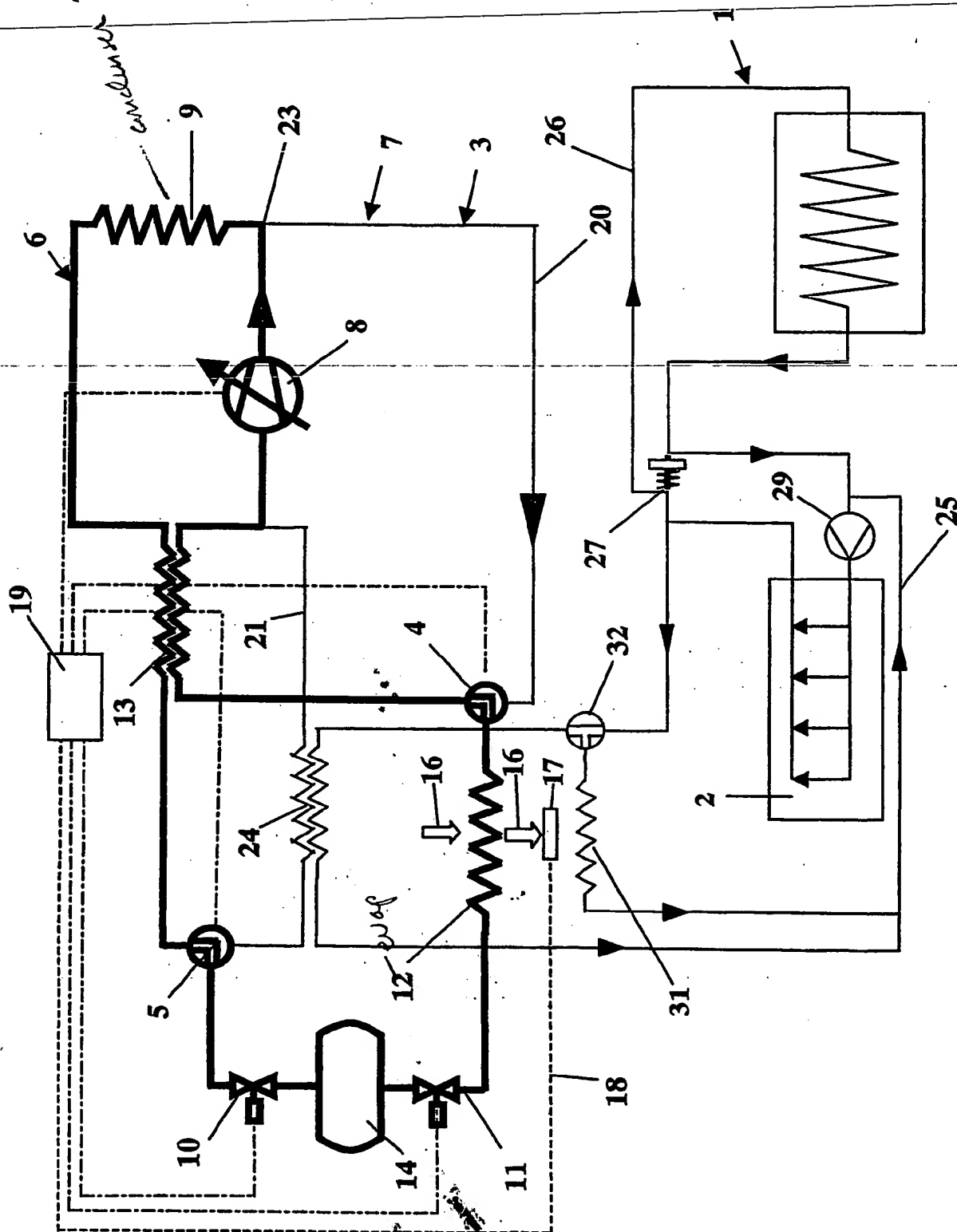
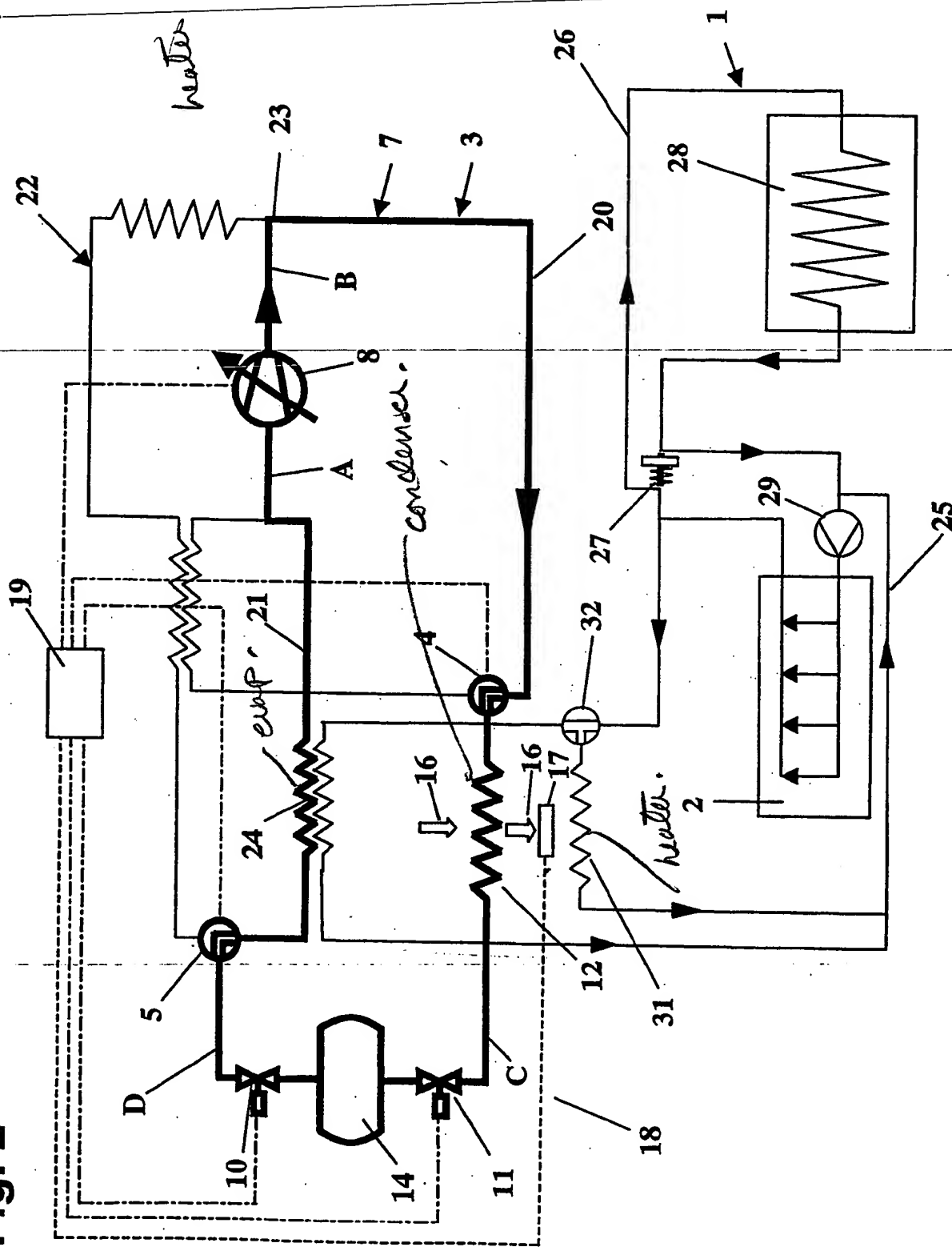


Fig. 2







---

Air-conditioning system for vehicles

The air-conditioning system has a duct network (3) which, by switching over two flow distributors (4, 5), makes possible two operating circuits which have a common compressor (8) and common expansion devices (10, 11) and one of which is used for cooling and the other (7) for heating the passenger compartment of a motor vehicle. The heating circuit (7) enables very rapid heating of the passenger compartment even from a cold state of the internal combustion engine (2) of the motor vehicle, since the circulating heat transfer medium is heated in the compressor (8) to a maximum heating temperature in an inertia-free manner. The duct network (1) provided for cooling the internal combustion engine (2) is suitable as a heat source for the heating, for which purpose the two duct networks (1, 3) are coupled via a common heat exchanger (24). It is also possible, for use of a common conditioning heat exchanger (12) for both operating circuits, for the air-conditioning system permitting both heating and cooling to be implemented with a reduced structural outlay.

## Description

---

The invention relates to an air-conditioning system for heating and cooling the passenger compartment of a vehicle driven by an internal combustion engine, having a first duct network, which has a circulating pump and at least one heat exchanger, for the circulation of a heat transfer medium for conducting away heat from the internal combustion engine and for heating the passenger compartment, and having a second duct network, which has a controllable compressor, a plurality of heat exchangers and at least one expansion device and makes flow in the circuit possible, for the circulation of another heat transfer medium, with one of the heat exchangers of the second duct network being a conditioning heat exchanger by being arranged in a ventilation duct leading to the passenger compartment.

In the case of air-conditioning systems of the type mentioned, as a rule the second duct network forms additional equipment for the passenger-compartment heating system, which is present in every motor vehicle and is operated by cooling water of the internal combustion engine, and so the conditioning heat exchanger provided for the cooling is arranged with a corresponding need for space, in addition to the conditioning heat exchanger which in principle is present and is provided for the heating, in the ventilation duct leading to the passenger compartment and a respective regulating device is provided for both duct networks. The arrangement of the conditioning heat exchangers successively in the direction of flow of the ventilation results in a correspondingly large requirement for space and consequently in increased structural outlay and, in addition, in increased flow resistance of the ventilation flow.

The conditioning taking place through the first duct network of the known air-conditioning system by heating

has the serious disadvantage that, ~~in the case of a~~  
cold start of the internal combustion engine, its heat  
is available only after the engine cooling water has  
been sufficiently heated and thus too late for  
5 defrosting iced-up windows of the passenger compartment  
before the vehicle is started.

The invention is based on the object of finding an air-  
conditioning system for heating and cooling which, when  
10 heating, provides a high heat output immediately after  
the internal combustion engine has been started from a  
cold state. It is to be associated here with a  
relatively small requirement for space and a reduced  
outlay on structure and regulating technology.

15 This object is achieved according to the invention in  
that at least one flow distributor is arranged in the  
second duct network, which flow distributor can be  
switched over by a regulating device and its switching  
20 over resulting in each case in the formation of the  
flow path for one of two operating circuits of the duct  
network for optionally heating or cooling the passenger  
compartment and in which the conditioning heat  
exchanger and the at least one expansion device are  
25 arranged, with a branch for the two alternative  
operating circuits being provided adjoining the  
compressor in the direction of flow in such a manner  
that, in a first of the operating circuits, the  
conditioning heat exchanger follows downstream of the  
30 compressor in the direction of flow and, in a second  
operating circuit, the conditioning heat exchanger is  
arranged downstream in the direction of flow of a  
waste-heat heat exchanger for conducting heat away to  
the environment outside the vehicle, and downstream of  
35 the at least one expansion device, a heat exchanger  
being provided in the first operating circuit  
downstream of the at least one expansion device in the  
direction of flow, in which the other heat transfer  
medium is in heat exchange with a heat source.

~~The internal combustion engine or the cooling system~~  
thereof is preferably used in each case as a heat source by the two duct networks being coupled to each other by a heat exchanger common to both of them.

5

For better understanding of the invention, the latter will be explained below with reference to the drawings, in which

10 Fig. 1 shows a schematic illustration of the air-conditioning system with its two duct networks, with the second operating circuit of the second duct network being switched on for cooling purposes,

15 Fig. 2 shows an illustration of the air-conditioning system according to Fig. 1, with the first operating circuit of the second duct network being switched on for heating purposes,

20 Fig. 3 shows a pressure enthalpy diagram for  $\text{CO}_2$  as heat transfer medium, with an illustration of the first operating circuit when carrying out heating and with an illustration in dashed lines of the first operating circuit during idling-speed control of the compressor.

25

The illustrations of the air-conditioning system in Figs. 1 and 2 in the manner of a flow diagram show in their lower part the first duct network 1, which corresponds essentially to the customary cooling system  
30 of an internal combustion engine 2. The second duct network 3 which is provided for the circulation of liquid and gaseous carbon dioxide ( $\text{CO}_2$ ) in phases can be seen in the upper part of the illustration.

35 The second duct network 3 can be operated either by a first or second operating circuit 6 and 7 by the common switching over of, for example, two flow distributors 4 and 5, which are designed as three-way directional

control valves, the operating circuits being indicated  
in Figs. 1 and 2 by the thicker lines.

The second operating circuit 6 is designed in a manner  
5 known per se (WO 90/07683) as a cooling circuit by a  
compressor 8, a heat exchanger 9, at least one  
expansion device 10, 11, which is designed, for  
example, as an expansion valve, and a conditioning heat  
exchanger 12 being arranged successively in the  
10 direction of flow. The circuit 6 is preferably  
additionally provided with an intermediate heat  
exchanger 13 which contributes to conducting heat away  
from the CO<sub>2</sub> heat transfer medium, which is heated in  
the compressor 8, and therefore supports the operation  
15 of the heat exchanger 9. Furthermore, the expansion for  
the heat transfer medium takes place, for example, in  
two stages in two expansion devices 10, 11, between  
which a liquid collector 14 is arranged. The regulation  
of the degree of filling of this collector 14, which is  
20 under average pressure, can be used for buffering and  
regulating the power of this operating circuit 6. A  
swashplate compressor with a controllable reciprocating  
movement of its pistons, as is disclosed by the patent  
literature (for example EP 0 809 027, Audi AG, et al.),  
25 is suitable as the compressor (8).

The cooling output of the second operating circuit 6 is  
made available to the conditioning heat exchanger 12  
which is in heat exchange with air which is conveyed by  
30 a fan (not illustrated) in the direction of the arrows  
16 and therefore to the passenger compartment of the  
motor vehicle. A temperature sensor 17, which is  
arranged, for example, in this air flow, is connected  
via a signal line, indicated by the dashed line 18, to  
35 a regulating device 19 which regulates the power of the  
compressor 8 on the basis of the additional signal from  
an electronic set-point regulation or the like. The  
instruction for the set-point regulation is undertaken  
by the user of the motor vehicle.

Owing to the invention, ~~this temperature regulation not~~  
only makes it possible to regulate the cooling output,  
but also to regulate the heating output of the air-  
conditioning system, with the result that a stepless  
5 transition between cooling and heating is possible.

The compressor 8 preferably has a permanent, i.e.  
coupling-free, drive connection to the internal  
combustion engine 2, with it being possible for its  
10 power to be adjusted to zero by changing the stroke  
width of its piston movements. If, during operation of  
the second operating circuit 6, the regulating device  
19 requires a heating output beyond the zero power of  
the compressor, the regulating device causes the two  
15 flow distributors 4, 5 to be switched over from the  
pass-through position shown in Fig. 1 into the  
pass-through position shown in Fig. 2 and consequently  
causes switching over from the second operating circuit  
6 to the first operating circuit 7, which is shown by  
20 thicker lines in Fig. 2.

When switching over to the first operating circuit 7  
takes place, two previously unused parts 20 and 21 of  
the duct network 3 are switched on and instead a part  
25 22 of the duct network 3 is switched off. The network  
part 20 begins at the branch point 23 and ends at the  
flow distributor 4. The associated second network part  
21 begins at the flow distributor 5 and ends in front  
of the compressor 8. The switched-off network part 22  
30 begins at the branch point 23 and ends at the flow  
distributor 5.

The switching over of the flow distributors 4, 5 has  
the result of reversing the direction of flow through  
35 the expansion devices 10, 11 and through the  
conditioning heat exchanger 12, which corresponds to  
switching over to a heat pump circuit. The heated heat  
transfer medium leaving the compressor 8 thus heats the  
conditioning heat exchanger 12 and consequently that

same heat exchanger 12 which has previously issued the cooling output for cooling the passenger compartment.

5 Since the production of heat takes place in a virtually inertia-free manner by compression of the heat transfer medium in the compressor 8, when switching over between the two operating circuits takes place the cooling or heating output is available at the conditioning heat exchanger immediately or within a few seconds.

10

The supply of heat required for operation of the heat pump, i.e. the first operating circuit 7, takes place via a heat exchanger 24 which is connected for this operation to the network part 21 and which is in heat  
15 exchange with a heat source which, in a preferred embodiment of the invention, is formed by the internal combustion engine 2 directly or by the cooling circuit thereof.

20 The first duct network 1 has, in a manner known per se, two network parts 25, 26 which are connected to each other by a thermostatic valve 27. In the heating-up phase of the internal combustion engine, the network part 26 having the radiator 28 is blocked off by the  
25 thermostatic valve 27, so that the pump 29, which is provided in the network part 25, conveys the cooling medium only through the consequently short-circuited network part 25. In the latter, the heat exchanger 24 of the second duct network 3 is provided in order to  
30 form the heat source for the first operating circuit 7 of said network. Depending on the particular design of the engine compartment of the motor vehicle and the design of the internal combustion engine, numerous structural embodiments are possible for the spatial  
35 position of the heat exchanger 24 within the network part, including direct incorporation into the structure of the internal combustion engine.



For the use of the first operating circuit or of the operation of the heat pump even in heating-up phases of the internal combustion engine when the latter has been severely cooled and has, for example, a temperature level of only  $-20^{\circ}\text{C}$  ( $-4^{\circ}\text{F}$ ), the use of  $\text{CO}_2$  as the heat transfer medium or of a heat transfer medium or mixture of heat transfer medium having comparable physical properties is recommended, so that sufficiently large differences in temperature can be obtained for this by compression and expansion.

One example of the process conditions in the first operating circuit 7 when carrying out heating with a cold internal combustion engine of  $-20^{\circ}\text{C}$  ( $-4^{\circ}\text{F}$ ) is illustrated in the pressure enthalpy diagram of Fig. 3 by the diagram I. The various positions in the duct network 3 and the associated process states in the pressure enthalpy diagram are denoted here in the same manner by A to D. In a corresponding manner, for example, the pressure and temperature state at the position A in the direction of flow upstream of the compressor 8 is likewise denoted by A in the pressure enthalpy diagram. A' in Fig. 3 denotes the intersection of the line from D to A with the curve representing the change in state from liquid to vaporous and is therefore characteristic of the evaporation temperature at the corresponding pressure in this example of the cooling medium  $\text{CO}_2$ .

The following is an example when undertaking heating with a cold internal combustion engine according to diagram I in Fig. 3:

Ambient temperature:  $-20^{\circ}\text{C}$  ( $253^{\circ}\text{K}$ ,  $-4^{\circ}\text{F}$ ),  
A: 14 bar,  $-25^{\circ}\text{C}$  ( $248^{\circ}\text{K}$ ,  $-13^{\circ}\text{F}$ ),  
B: 110 bar,  $+150^{\circ}\text{C}$  ( $423^{\circ}\text{K}$ ,  $+302^{\circ}\text{F}$ ),  
C: 110 bar,  $+30^{\circ}\text{C}$  ( $303^{\circ}\text{K}$ ,  $+86^{\circ}\text{F}$ ),  
D: 14 bar,  $-30^{\circ}\text{C}$  ( $243^{\circ}\text{K}$ ,  $-4^{\circ}\text{F}$ ).

~~Since the CO<sub>2</sub> heat transfer medium consequently has a~~  
temperature of -25°C after leaving the heat exchanger,  
i.e. at A, it can already absorb heat from the cooling  
medium of the internal combustion engine when said  
5 cooling medium is at a temperature of -20°C. After  
compression of the CO<sub>2</sub> heat transfer medium in the  
compressor 8 in the conditioning heat exchanger 12 at a  
temperature of 150°C, the said heat is available  
immediately or a few seconds after the cold internal  
10 combustion engine 2 has been started. Since the  
internal combustion engine 2 drives the compressor 8,  
its electronic regulation means that it absorbs  
correspondingly more energy even when idling, with the  
result that more heat is available in its cooling  
15 medium in order to be transferred to the CO<sub>2</sub> heat  
transfer medium in the heat exchanger 24. Thus, for  
example when driving the compressor at 3 kW, the  
internal combustion engine 2 has a heat output to its  
cooling medium of approximately 4 kW and a heating  
20 output of 7 kW to the conditioning heat exchanger 12.

With increasing heating of the cooling medium of the  
internal combustion engine and the heat requirement for  
heating the passenger compartment easing off, the power  
25 of the compressor 8 can increasingly be adjusted back  
to virtually zero, with the result that it merely has  
the task of compensating for the loss in pressure which  
arises when the heat transfer medium circulates in the  
operating circuit 7. By means of this circulation,  
30 without compression and expansion, the heat transferred  
from the cooling medium of the internal combustion  
engine 2 in the heat exchanger 24 to the CO<sub>2</sub> heat  
transfer medium is conveyed to the conditioning heat  
exchanger 12. The loss in pressure for this  
35 compression-free circulation is, for example, 6 bar,  
and a profile of the state from A to C is produced  
corresponding to diagram II in Fig. 3. Owing to the  
absence of expansion at the valves 10, 11, the state  
according to position C is identical with that at

position D of the duct network 3. ~~With circulation in~~  
this manner the following state values are produced  
corresponding to diagram II:

- 5 A: 62 bar, +80°C (353°K, 176°F),  
B: 68 bar, +89°C (362°K, 192°F),  
C/D: 65 bar, +30°C (303°K, 86°F).

If the air-conditioning system is also to enable the  
10 air humidity in the passenger compartment to be  
regulated, this can take place in a manner known per se  
by cooling and condensing out water from the  
ventilation flow 17, but in this case, for the  
subsequent heating to the desired temperature, an  
15 additional heating heat exchanger 31 is required which  
obtains the heat from the heat transfer medium of the  
cooling system of the internal combustion engine 2,  
i.e. from the first duct network 1. Said heating heat  
exchanger can be switched on by means of a regulated  
20 flow distributor 32.

Patent Claims

1. Air-conditioning system for heating and cooling the passenger compartment of a vehicle driven by an internal combustion engine (2), having a first duct network (1), which has a circulating pump (28) and at least one heat exchanger, for the circulation of a heat transfer medium for conducting away heat from the internal combustion engine (2) and for heating the passenger compartment, and having a second duct network (3), which has a controllable compressor (8), a plurality of heat exchangers (9, 12) and at least one expansion device (10, 11) and makes flow in the circuit possible, for the circulation of another heat transfer medium, with one of the heat exchangers of the second duct network (3) being a conditioning heat exchanger (12) by being arranged in a ventilation duct (16) leading to the passenger compartment, characterized in that at least one flow distributor (4, 5) is arranged in the second duct network (3), which flow distributor can be switched over by a regulating device (19) and its switching over resulting in each case in the formation of the flow path for one of two operating circuits (6, 7) of the duct network (3) for optionally heating or cooling the passenger compartment and in which the conditioning heat exchanger (12) and the at least one expansion device (10, 11) are arranged, with a branch (23) for the two alternative operating circuits (6, 7) being provided adjoining the compressor (8) in the direction of flow in such a manner that, in a first of the operating circuits (7), the conditioning heat exchanger (12) follows downstream of the compressor (8) in the direction of flow and, in a second operating circuit (6), the conditioning heat exchanger (12) is arranged downstream in the direction of flow of a waste-heat heat exchanger (9) for conducting heat away to the environment outside the vehicle, and downstream of the at least one expansion device (10, 11), a heat exchanger (24) being provided

in the first operating circuit ~~(7) downstream of the at~~  
least one expansion device (10, 11) in the direction of  
flow, in which the other heat transfer medium is in  
heat exchange with a heat source (1, 2).

5

2. Air-conditioning system according to claim 1,  
characterized in that the two duct networks (1, 3) are  
coupled to each other by a common heat exchanger (24),  
with the result that the internal combustion engine (2)  
10 forms the heat source for the heat exchange of the  
first operating circuit (7) of the second duct network  
(3).

3. Air-conditioning system according to claim 2,  
15 characterized in that a cooling water circuit (25) of  
the first duct network (1), which circuit is  
short-circuited relative to the radiator (28) of the  
internal combustion engine (2), is guided through a  
heat exchanger (24) which is in heat exchange with the  
20 circulating, other heat transfer medium of the second  
duct network (3).

4. Air-conditioning system according to one of claims  
1 to 3, characterized in that a temperature sensor (17)  
25 is provided for regulating the temperature in the  
ventilation flow (16), which is in heat exchange with  
the conditioning heat exchanger (12), the said  
temperature sensor being connected via a signal line  
(18) to a regulating device (19) which regulates the  
30 mass flow of the compressor (8) and the switching over  
of the flow distributors (4, 5).

5. Air-conditioning system according to one of claims  
1 to 4, characterized in that the heat transfer medium  
35 of the second duct network (3) consists of CO<sub>2</sub> or  
contains CO<sub>2</sub>.

6. Air-conditioning system according to one of claims  
1 to 5, characterized in that a heating heat exchanger

(31) is arranged downstream of the conditioning heat  
exchanger (12) in the direction of flow of the  
ventilation flow (17) for the purpose of regulating the  
air humidity in the passenger compartment, the said  
5 heating heat exchanger having heat transfer medium of  
the first duct network (1) flowing through it in order  
to cool the internal combustion engine (2).

3 pages of drawings attached